

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平8-326655

(43)公開日 平成8年(1996)12月10日

(51) Int.Cl. ^o	識別記号	序内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 4 B 27/08			F 0 4 B 27/08	K
39/00	1 0 1		39/00	1 0 1 K
			27/08	L

審査請求 未請求 請求項の数2 OL (全 12 頁)

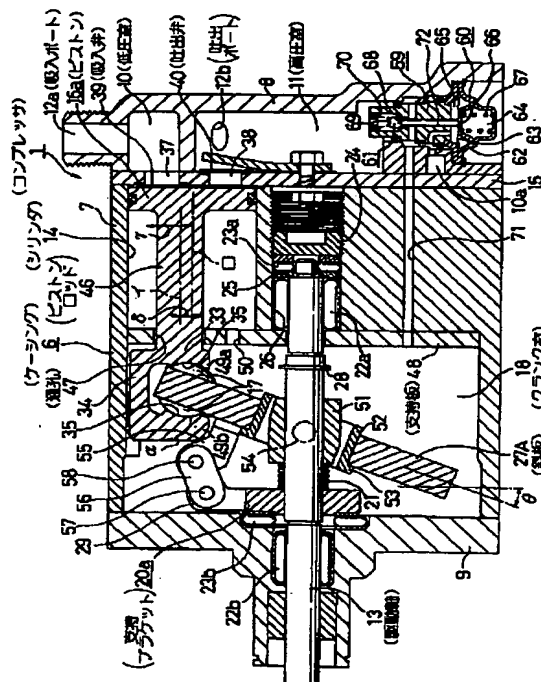
(21)出願番号	特願平7-137773	(71)出願人	000004765 カルソニック株式会社 東京都中野区南台5丁目24番15号
(22)出願日	平成7年(1995)6月5日	(72)発明者	梅村 幸生 東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソ ニック株式会社内
		(74)代理人	弁理士 小山 欽造 (外1名)

(54)【発明の名称】 斜板式コンプレッサ

(57) 【要約】

【目的】 斜板27Aの回転時にシリンダ14内でピストン16aが回転するのを防止する、安価で優れた耐久性を有する構造を得る。

【構成】ピストン１６aに固定したピストンロッド４６の中心イは、シリンダ１４の中心ロに対し偏心している。そして、このピストンロッド４６を、支持板４８に形成した通孔４７に挿通している。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 吸入ポート及び吐出ポートを有するケーシングと、このケーシング内に設けられて上記吸入ポートに通じる低圧室と、上記ケーシング内に設けられて上記吐出ポートに通じる高圧室と、上記ケーシング内に回転自在に支持された駆動軸と、上記ケーシングの内側でこの駆動軸の周囲部分に、それぞれがこの駆動軸と略平行に形成された複数のシリンダと、これら各シリンダの内側に軸方向に互る変位自在に嵌装されたピストンと、上記駆動軸の中間部周囲に、この駆動軸に対し直交する面に対し傾斜させた状態で支持されてこの駆動軸と共に回転する斜板と、上記駆動軸の回転に伴うこの斜板の上記駆動軸の軸方向に互る変位を上記各ピストンに伝達する伝達部材と、上記低圧室から上記各シリンダに向けてのみ冷媒蒸気を流す吸入弁と、上記各シリンダから上記高圧室に向けてのみ冷媒蒸気を流す吐出弁とを備え、更に次の①～④の要件を満たす斜板式コンプレッサ。

① 上記各ピストンは、それぞれ円杆状のピストンロッドを備える。

② 上記各シリンダの端部で上記斜板に対向する開口部分には支持板が固定されている。

③ この支持板には挿通部が形成されており、上記ピストンロッドはこの挿通部にがたつきなく、且つ軸方向に互る変位自在に挿通されている。

④ 上記各ピストンロッドの中心は上記各シリンダの中心に対し偏心しているが、これら各シリンダの中心は、当該シリンダの内側に存在するピストンロッドの内側に存在する。

【請求項 2】 斜板は、駆動軸の中間部周囲に傾斜角度の調節自在に支持されており、且つ、ケーシングの内側で上記斜板が存在するクランク室内の圧力を調整する圧力調整手段を備えている、請求項 1 に記載した斜板式コンプレッサ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明に係る斜板式コンプレッサは、自動車室内の冷房や除湿を行なう為の自動車用空気調和装置に組み込み、エバポレータから吸引した冷媒を圧縮してから、コンデンサに向けて吐出する。

【0002】

【従来の技術】 自動車用空気調和装置に組み込まれる蒸気圧縮式冷凍機は、図 3 に略示する様に構成される。コンプレッサ 1 は、吸入ポートから吸引した冷媒蒸気を圧縮してから吐出ポートより吐出する。このコンプレッサ 1 から吐出された冷媒は、コンデンサ 2 を通過する間に空気との間で熱交換を行なう事で放熱して凝縮する。このコンデンサ 2 から吐出された液状の冷媒は、リキッドタンク 3 と膨張弁 4 とを通過してからエバポレータ 5 内に送り込まれ、このエバポレータ 5 内で蒸発する。内部で冷媒が蒸発する事により、このエバポレータ 5 の温度

が低下する為、このエバポレータ 5 を通過する空気を冷却し、自動車室内の冷房や除湿を行なえる。エバポレータ 5 内で蒸発した冷媒は、上記吸入ポートからコンプレッサ 1 内に吸入される。

【0003】 この様な自動車用空気調和装置に組み込まれる蒸気圧縮式冷凍機を構成するコンプレッサ 1 は、従来から種々の構造のものが知られている。又、駆動軸の回転運動を斜板によりピストンの往復運動に変換し、このピストンにより冷媒の圧縮を行なう斜板式コンプレッサも、従来から広く知られている。図 4～5 は、この様な斜板式コンプレッサの 1 例として、特公昭 64-1668 号公報に記載されたものを示している。尚、この図 4～5 に示した従来構造は、斜板の傾斜角度を変える事により容量を調節自在とした可変容量型に関するものであるが、図 4 は容量を最大とした状態を、図 5 は同じく最小とした状態を、それぞれ示している。先ず、この図 4～5 に示した従来の可変容量型の斜板式コンプレッサに就いて説明する。

【0004】 コンプレッサ 1 を構成するケーシング 6 は、中央のケーシング本体 7 をヘッドケース 8 と端板 9 とで軸方向（図 4～5 の左右方向）両側から挟持し、更に複数本の結合ボルト（図示せず）により結合して成る。このうちのヘッドケース 8 の内側には、低圧室 10、10 と高圧室 11 とを設けている。尚、高圧室 11 内は勿論、低圧室 10 内の圧力も陽圧である。又、上記ケーシング本体 7 とヘッドケース 8 との間には平板状の隔壁板 15 を挟持している。尚、図 4～5 で複数に分割されている如く表されている低圧室 10、10 は互いに連通しており、上記ヘッドケース 8 の外面に設けられた単一の吸入ポート 12a に通じている。又、上記高圧室 11 は、やはり上記ヘッドケース 8 に設けられた吐出ポート 12b に通じている。そして、上記吸入ポート 12a を前記エバポレータ 5（図 3）の出口に、上記吐出ポート 12b を前記コンデンサ 2（図 3）の入口に、それぞれ通じさせている。

【0005】 上記ケーシング 6 内には駆動軸 13 を、上記ケーシング本体 7 と端板 9 とに掛け渡す状態で、回転のみ自在に支持している。即ち、上記駆動軸 13 の両端部を 1 対のラジアルニードル軸受 22a、22b により、上記ケーシング本体 7 と端板 9 とに支持すると共に、1 対のスラストころ軸受 23a、23b により、この駆動軸 13 に加わるスラスト荷重を支承自在としている。これら 1 対のスラストころ軸受 23a、23b のうち、一方（図 4～5 の右方）のスラストころ軸受 23a は、調整ナット 24 と上記駆動軸 13 の一端部（図 4～5 の右端部）に形成した段部 25 との間に設けている。この調整ナット 24 は、上記ケーシング本体 7 の中心孔 26 に形成した雌ねじ部に螺合して、軸方向位置を調整自在である。又、他方（図 4～5 の左方）のスラストころ軸受 23b は、後述する支持ブラケット 20 と上記端

板9との間に設けている。又、上記ケーシング6の内側で上記駆動軸13の周囲部分には、複数（例えば円周方向等間隔に5〜6個、図面には1個のみ記載）のシリンダ14を形成している。この様にケーシング本体7に形成した、複数のシリンダ14の内側には、それぞれピストン16を、軸方向に互る変位自在に嵌装している。

【0006】又、上記ケーシング本体7の一部内側で、上記複数のシリンダ14を形成した部分と前記端板9との間部分は、クランク室18としている。そして、上記駆動軸13の中間部でこのクランク室18内に位置する部分に、スリーブ19と支持ブラケット20とを、上記シリンダ14を設けた側から順に設けている。このうちのスリーブ19は、その外径面19a（外周面）を球状凸面とし、内径面（内周面）を円筒面としている。そして、このうちの内径面を、上記駆動軸13に対する摺動を自在としている。又、上記支持ブラケット20は、上記駆動軸13に外嵌固定して、この駆動軸13と共に回転する様にしている。尚、上記スリーブ19の一端面

（図4〜5の左端面）と上記支持ブラケット20の基端部（図4〜5の下端部）片面側（図4〜5の右側面）との間には圧縮ばね21を設けて、上記スリーブ19にシリンダ14に近づく方向の弾力を付与している。従って上記スリーブ19は、次述する斜板27に力が作用しない限り、図5に示す様にストップリング28に衝合するまで上記シリンダ14側に変位し、上記斜板27が上記駆動軸13に対して直角に近くなるまで起立する（駆動軸13に対する傾斜角度が大きくなる。言い換えれば、駆動軸13の直交面に対する斜板27の傾斜角度 θ が小さくなる。）。

【0007】上記スリーブ19には斜板27の内径部分を、揺動自在に外嵌している。即ち、この斜板27の内径面27a（内周面）は、上記スリーブ19の外径面19aとほぼ同じ曲率を有する球状凹面とされている。そして、上記内径面27aを上記外径面19aに、摺動自在に外嵌する事により、上記斜板27を上記駆動軸13の周囲に、軸方向に互る変位及び傾斜角度の調節自在に支持している。

【0008】又、上記支持ブラケット20の外周縁（図4〜5の上縁）には駆動腕29を、直径方向外方に突出する状態で設けている。そして、この駆動腕29の先端部に傾斜長孔30を設けている。一方、上記斜板27の片面（図4〜5の左面）で上記駆動腕29と対向する部分には、被駆動腕31を固設している。この被駆動腕31の先端部にはガイドピン32を、上記駆動軸13に対し振れの方向で形成している。このガイドピン32は、上記傾斜長孔30に遊合する事で上記斜板27を、傾斜角度の調節自在に枢支している。即ち、上記斜板27は、上記駆動軸13に対する上記スリーブ19の摺動に伴って、上記ガイドピン32を中心に揺動する。

【0009】例えば、上記スリーブ19が圧縮ばね21

の弾力に抗して支持ブラケット20に近づいた状態では、上記ガイドピン32が、図4に示す様に、上記傾斜長孔30の（駆動軸13を中心とする直径方向の）外端部に移動する。そして、この状態では、駆動軸13の直交面に対する上記斜板27の傾斜角度 θ が大きくなって、駆動軸13の回転に伴う前記各ピストン16のストロークが長くなり、コンプレッサ1の容量が増大する。これに対して、上記スリーブ19が圧縮ばね21の弾力に基づいて支持ブラケット20から遠ざかった状態では、上記ガイドピン32が、図5に示す様に、上記傾斜長孔30の内端部に移動する。そして、この状態では上記傾斜角度 θ が小さくなって、駆動軸13の回転に伴う上記各ピストン16のストロークが短くなり、コンプレッサ1の容量が減少する。

【0010】上述の様にして駆動軸13の周囲に支持された斜板27の円周方向複数箇所と上記各ピストン16とは、それぞれ1対ずつのスライディングシュー17、17により連結している。これら各スライディングシュー17、17の内側面（互いに対向する面）は平坦面として、上記斜板27の両側面外径寄り部分に摺接させている。又、これら各スライディングシュー17、17の外側面（相手スライディングシュー17と反対側面）は球状凸面としている。そして、上記内側面を上記斜板27の両側面に当接させた状態で、これら両スライディングシュー17、17の外側面を単一球面上に位置させている。一方、上記各ピストン16の後端部（前記隔壁板15から遠い側の端部で、図4〜5の左端部）には、上記スライディングシュー17、17と共に伝達部材を構成する連結腕部34を、各ピストン16と一体に形成している。そして、各連結腕部34に、上記1対のスライディングシュー17、17を抱持する為の抱持部33を形成している。この抱持部33には、上記各スライディングシュー17、17の外側面と密に摺接する球状凹面35、35を、互いに対向させて形成している。

【0011】又、前記ケーシング本体7の一部内周面で、上記各連結腕部34の外端部に整合する部分には、各ピストン16毎にそれぞれ1対ずつのガイド面36を、円周方向に離隔させて形成している。上記各連結腕部34の外端部の円周方向端縁は、このガイド面36に案内されて、上記ピストン16の軸方向（図4〜5の左右方向）に互る変位のみ自在である。従って、上記各ピストン16も、前記シリンダ14内に、軸方向に互る変位のみ自在（回転不能）に嵌装されている。この結果、上記各連結腕部34は、上記斜板27の揺動変位に伴って上記各ピストン16を押引きし、これら各ピストン16を上記シリンダ14内で軸方向に往復移動させる。

【0012】一方、前記低圧室10及び高圧室11と上記各シリンダ14とを仕切るべく、前記ケーシング本体7とヘッドケース8との突き合わせ部に挟持している隔壁板15には、上記低圧室10と上記各シリンダ14と

を連通させる吸入口37と、上記高圧室11と上記シリンダ14とを連通させる吐出口38とを設けている。そして、このうちの吸入口37部分に、上記低圧室10から上記各シリンダ14に向けてのみ冷媒蒸気を流す吸入弁39を設けている。又、上記吐出口38部分には、上記各シリンダ14から上記高圧室11に向けてのみ冷媒蒸気を流す吐出弁40を設けている。これら吸入弁39及び吐出弁40は一般的に、図示の様なリード弁が使用される。

【0013】又、上記低圧室10と前記クランク室18との間には、これら両室10、18同士を連通させる圧力調整通路41を設けている。そして、この圧力調整通路41の途中に圧力調整弁45を設けている。この圧力調整弁45は、周囲の圧力に応じて軸方向に互り伸縮するペローズ42と、このペローズ42の伸縮に伴って流通孔43を開閉するニードル44とを含んで構成される。そして、冷房負荷の変動に伴って変化する低圧室10部分の冷媒圧力に応じて、上記圧力調整通路41の開閉、或は開度の調整を行なう。尚、上記ペローズ42は、内部に所定圧力の気体を封入した状態で密閉されて

いる。
【0014】上述の様に構成される従来の可変容量型のコンプレッサ1の作用は次の通りである。自動車室内の冷房或は除湿を行なう為、蒸気圧縮式冷凍機を運転する場合には、前記駆動軸13を回転駆動する。この結果、前記斜板27が回転して、前記複数のピストン16をそれぞれシリンダ14内で往復移動させる。そして、この様なピストン16の往復移動に伴って、前記吸入ポート12aに通じる低圧室10内の冷媒蒸気が、前記吸入口37を通じてシリンダ14内に吸い込まれる。この冷媒蒸気は、次いでこのシリンダ14内で圧縮されてから、前記吐出口38を通じて前記高圧室11に送り出される。

【0015】冷房負荷が大きく、上記コンプレッサ1で多量の冷媒蒸気を圧縮する必要がある場合には、前記エバポレータ5(図3)から上記低圧室10に送り込まれる冷媒蒸気の圧力が高くなり、この低圧室10と通じる圧力調整通路41内の圧力も高くなる。この状態では、上記圧力調整弁45を構成するペローズ42が縮み、ニードル44が流通孔43から退避する。この結果、前記クランク室18が、上記流通孔43、圧力調整通路41を介して上記低圧室10に通じ、上記クランク室18内の圧力が低くなる。

【0016】ところで、このクランク室18の圧力は、上記複数のピストン16の後背面(図4~5の左面)に加わる。これに対してこれら各ピストン16の前面(図4~5の右面)には、前記シリンダ14の圧縮空間(ピストン16の前面と前記隔壁板15との間の空間)内の圧力が加わる。従って、これら各ピストン16は、上記クランク室18内の圧力と圧縮空間内の圧力との差に

じた力で、圧力が低い側に押される傾向となる。そして、各ピストン16に加わるこれらの力の合計が、上記斜板27の傾斜角度を変化させる方向に加わる。勿論、上記圧縮空間内の圧力はピストン16の行程により変化するが、ピストン16の往復は高速で行なわれるので、上記圧縮空間内の圧力は全行程の平均値として考える事ができる。従って、上述の様に上記クランク室18内の圧力を低くした状態では、このクランク室18内の圧力が上記圧縮空間内の圧力に比べて十分に低くなり、上記各ピストン16を上記斜板27に向け、図4~5で左方に押圧する力が強くなる。一方、前述の様に、この斜板27を枢支する為の枢軸であるガイドピン32は、駆動軸13の中心から直径方向外方にずれた位置に設けられている。この為、上記各ピストン16が上記斜板27を押圧するモーメントは、各ピストン16毎に異なり、上記ガイドピン32に近いピストン16では小さく、同じく遠いピストン16では大きくなる。従って、クランク室18内の圧力が低い状態では、上記斜板27が図4に示す様に、上記ガイドピン32から遠い側がシリンダ14から離れる方向に大きく傾斜する(前記傾斜角度 θ が大きくなる)。この結果、この斜板27の回転に伴う上記各ピストン16のストロークが大きくなり、上記コンプレッサ1の容量が増大する。

【0017】これに対して、冷房負荷が小さく、上記コンプレッサ1から吐出する冷媒蒸気が少なく済む場合には、前記エバポレータ5(図3)から上記低圧室10に送り込まれる冷媒蒸気の圧力が低くなり、この低圧室10と通じる圧力調整通路41内の圧力も低くなる。この状態では、上記圧力調整弁45を構成するペローズ42が伸び、ニードル44の先端部が流通孔43に進入する。この結果、前記クランク室18と上記低圧室10との連通が断たれる。このクランク室18内には、上記ピストン16の外周面と前記シリンダ14の内周面との間の隙間から漏れた高圧の冷媒蒸気(ブローバイガス)が少しずつ進入するので、この様にクランク室18と低圧室10との連通が断たれた状態では、上記クランク室18内の圧力が上昇する。

【0018】この様に上記クランク室18内の圧力が高くなった状態では、このクランク室18内の圧力が上記圧縮空間内の圧力に比べて高くなり、上記各ピストン16を上記斜板27から遠ざけるべく、図4~5で右方に押圧する力が強くなる。従って、上記斜板27が図5に示す様に、駆動軸13に対して垂直に近くなる(前記傾斜角度 θ が小さくなる)。この結果、この斜板27の回転に伴う上記各ピストン16のストロークが小さくなり、上記コンプレッサ1の容量が減少する。冷房負荷が中間の場合には、上記圧力調整弁45が上記クランク室18内の圧力を中間程度に調節し、上記斜板27の傾斜角度 θ を図4に示した状態と図5に示した状態との中間に規制する。

10

20

30

40

50

【0019】

【発明が解決しようとする課題】従来の斜板式コンプレッサの場合には、各シリンダ14内でピストン16が回転するのを防止する為の構造に起因して、次の(1)(2)の様な不都合が生じる。

(1) ケーシング本体7の内周面にガイド面36を形成する加工、並びにピストン16にこのガイド面36と係合する被ガイド面を形成する加工が面倒で、斜板式コンプレッサのコストを高くする原因となる。

(2) 各ピストン16の軸方向に互る変位を円滑に行なわせる為、各ピストン16毎に1対ずつ設けるガイド面の間隔は、各ピストン16に設ける被ガイド面の幅よりも少し大きくする必要がある。この結果、斜板27の回転に伴ってピストン16に傾斜方向のモーメントが加わると、上記ガイド面と被ガイド面とが片当たりし、これら両面の摩耗が促進されたり、ピストン16の往復移動に伴って異音が発生したりする。

本発明の斜板式コンプレッサは、この様な不都合を何れも解消すべく発明したものである。

【0020】

【課題を解決するための手段】本発明の斜板式コンプレッサは、前述した従来の斜板式コンプレッサと同様に、吸入ポート及び吐出ポートを有するケーシングと、このケーシング内に設けられて上記吸入ポートに通じる低圧室と、上記ケーシング内に設けられて上記吐出ポートに通じる高圧室と、上記ケーシング内に回転自在に支持された駆動軸と、上記ケーシングの内側でこの駆動軸の周囲部分に、それぞれがこの駆動軸と略平行に形成された複数のシリンダと、これら各シリンダの内側に軸方向に互る変位自在に嵌装されたピストンと、上記駆動軸の中間部周囲に、この駆動軸に対し直交する面に対し傾斜させた状態で支持されてこの駆動軸と共に回転する斜板と、上記駆動軸の回転に伴うこの斜板の上記駆動軸の軸方向に互る変位を上記各ピストンに伝達する伝達部材と、上記低圧室から上記各シリンダに向けてのみ冷媒蒸気を流す吸入弁と、上記各シリンダから上記高圧室に向けてのみ冷媒蒸気を流す吐出弁とを備える。

【0021】特に、本発明の斜板式コンプレッサは、次の①～④の要件を満たす。

- ① 上記各ピストンは、それぞれ円杆状のピストンロッドを備える。
- ② 上記各シリンダの端部で上記斜板に対向する開口部分には支持板が固定されている。
- ③ この支持板には挿通部が形成されており、上記ピストンロッドはこの挿通部にがたつきなく、且つ軸方向に互る変位自在に挿通されている。
- ④ 上記各ピストンロッドの中心は上記各シリンダの中心に対し偏心しているが、これら各シリンダの中心は、当該シリンダの内側に存在するピストンロッドの内側に存在する。

【0022】

【作用】上述の様に構成される本発明の斜板式コンプレッサにより、吸入ポートから吸入した冷媒を圧縮し、更に吐出ポートから吐出する作用は、前述した従来の斜板式コンプレッサと同様である。

【0023】特に、本発明の斜板式コンプレッサの場合には、ピストンロッドと挿通部との係合に基づき、シリンダ内でピストンが回転する事を防止できる。これらピストンロッド及び挿通部の形成作業は容易で、斜板式コンプレッサの製作費を高くする事はない。又、挿通部の内周面とピストンロッドの外周面とは、広い面積で当接する為、これら両面が著しく摩耗する事はなく、十分な耐久性を得られる。

【0024】

【実施例】図1は本発明の第一実施例を示している。尚、前述した従来の可変容量型の斜板式コンプレッサと同等部分に就いては同一符号を付して重複する説明を省略若しくは簡略にし、以下、従来構造と異なる点を中心に説明する。尚、ケーシング6を構成するケーシング本体7の軸方向(図1の左右方向)両端面と端板9及び隔壁板15との間、並びにこの隔壁板15とヘッドケース8との間には、それぞれ気密保持の為のガスケットを挟持するが、簡略化の為、何れも省略している。

【0025】ピストン16aは、従来構造に比べて軸方向(図1の左右方向)に互る寸法を小さくし、代わりにこのピストン16aの後背面(図1の左面)に、ピストンロッド46の前端部(図1の右端部)を結合している。このピストンロッド46の中心イは、上記ピストン16aを嵌合させたシリンダ14の中心口に対して δ だけ偏心させている。但し、この偏心量 δ は、上記ピストンロッド46の半径 r 未満($\delta < r$)としている。従って、上記シリンダ14及びピストン16aの中心口は、上記ピストンロッド46の内側(ピストンロッド46の外周面により周囲を囲まれる部分)に存在する。この為、上記シリンダ14の圧縮空間内の圧力に基づき、ピストン16aに加わるスラスト荷重を、上記ピストンロッド46により有効に支持できる。

【0026】仮に、上記シリンダ14及びピストン16aの中心口が上記ピストンロッド46の外側に存在すると、上記スラスト荷重に基づいて、上記ピストン16aからピストンロッド46に、直径方向の力が加わる。この力は、次述する通孔47の内周面とピストンロッド46の外周面との当接圧を高め、これら両周面同士の間作用する摩擦力を高めるだけでなく、ピストンロッド46に曲げ応力を加える為、好ましくない。そこで、本発明の場合には、上記偏心量 δ を上記ピストンロッド46の半径 r 未満とした。

【0027】上記ケーシング本体7の内側でクランク室18の前端部には、支持板48を固定している。この支持板48の一部で各シリンダ14の後端(図1の左端)

開口に整合する部分には、それぞれ円形の通孔47と通気孔50とを形成している。このうち、挿通部である通孔47の内径は、上記ピストンロッド46の外径よりも僅かに大きい。又、この通孔47の中心は、上記各シリンダ14の中心口に対して δ だけ、上記ピストンロッド46の中心イと同方向に偏心している。従って、上記各ピストン16aをシリンダ14に嵌合し、上記支持板48を所定位置に固定した状態で、上記ピストンロッド46は、上記通孔47に、がたつきなく挿通される。そしてこの状態では、上記ピストン16aが、上記シリンダ14内で回転する事なく、軸方向に互る変位のみ自在となる。

【0028】尚、上記ピストンロッド46を通孔47に挿通自在とすべく、実際にはこのピストンロッド46と上記ピストン16aとを2分割構造とする。但し、挿通部を通孔47に代えて、上記支持板48の外周縁又は内周縁に開口するU字形の切り欠きとし、この切り欠きの奥端部分に上記ピストンロッド46を挿通すれば、上記ピストンロッド46と上記ピストン16aとを一体に形成しても良い。

【0029】何れにしても、本発明の斜板式コンプレッサの場合には、ピストンロッド46と通孔47との係合に基づき、シリンダ14内でピストン16aが軸方向に互り円滑に変位する事を許容しつつ、このピストン16aがシリンダ14内で回転する事を確実に防止できる。この様にピストン16aの回転を防止する為のピストンロッド16a及び通孔47等の挿通部の形成作業は容易である為、斜板式コンプレッサの製作費を高くする事がない。又、ピストン16aに駆動軸13を中心とする回転方向の力が加わった場合には、上記ピストンロッド46の外周面と通孔47の内周面とが擦れ合うが、これら両周面同士は広い面積で当接する。この結果、擦れ合い面に作用する摩擦力は小さくて済み、上記両周面に著しい摩耗が発生する事はない。

【0030】更に、図示の実施例では、駆動軸13の一部でクランク室18内に位置する部分に、スリーブ51と支持ブラケット20aとを、シリンダ14を設けた側から順に設けている。このうちのスリーブ51は全体を円筒状に形成して、上記駆動軸13に対する摺動を自在としている。そしてこのスリーブ51に、斜板27Aの内径部分に嵌合固定した円筒状の支持筒52を、揺動自在に枢支している。この支持筒52は、上記斜板27Aの内径面に嵌合固定している。又、この支持筒52の一端部(図1の左端部)には外向フランジ状の鏝部53を形成し、この鏝部53の片面(図1の右側面)を、上記斜板27Aの内周縁部で上記支持ブラケット20aに対向する面に当接させている。従って、前記ピストン16aから斜板27Aに加わるスラスト荷重は、上記鏝部53を介して上記支持筒52に支承される。

【0031】上記支持筒52の中間部で直径方向反対位

置と、上記スリーブ51との間には、1対のピン54を掛け渡し、このピン54により、上記支持筒52を上記スリーブ51に枢支している。図1に示した第一実施例の場合には、この様な構造により上記斜板27Aを前記駆動軸13の周囲に、軸方向に互る変位及び傾斜角度の調節自在に支持している。

【0032】又、上記支持ブラケット20aの外周縁(図1の上縁)には駆動腕29を、直径方向外方に突出する状態で設けている。一方、上記斜板27Aの片面(図1の左面)でこの駆動腕29と対向する部分に、被駆動腕55を固設している。そして、この被駆動腕55の先端部(図1の左端部)と上記駆動腕29の先端部(図1の上端部)との間にリンク腕56を設けている。即ち、このリンク腕56の一端(図1の左端)を上記駆動腕29の先端部に、ピン57により枢支している。又、上記リンク腕56の他端(図1の右端)を、上記両ピン54、57と平行なピン58により、上記被駆動腕55の先端部に枢支している。この様なリンク腕56を上記駆動腕29と被駆動腕55との間に設ける事により、上記斜板27Aを上記駆動腕29に、傾斜角度の調節自在に枢支している。即ち、上記斜板27Aは、上記駆動軸13に対する上記スリーブ51の摺動に伴って上記ピン54を中心に揺動する。

【0033】例えば、上記スリーブ51が圧縮ばね21の弾力に抗して支持ブラケット20aに近づいた状態では、上記リンク腕56がピン57を中心に図1の反時計方向に揺動する。そして、この状態では、駆動軸13の直交面に対する上記斜板27Aの傾斜角度 θ が大きくなって、駆動軸13の回転に伴う前記各ピストン16aのストロークが長くなり、コンプレッサの容量が増大する。これに対して、上記スリーブ51が圧縮ばね21の弾力に基づいて支持ブラケット20aから遠ざかった状態では、上記リンク腕56、56が上記ピン57を中心として、図1に示す状態から時計方向に揺動する。そして、この状態では上記傾斜角度 θ が小さくなって、駆動軸13の回転に伴う上記各ピストン16aのストロークが短くなり、コンプレッサの容量が減少する。尚、上記スリーブ51が最も図1の右方に移動した場合でも(スリーブ51の全ストローク範囲に互り)、ピン58はピン57よりも駆動軸13の直径方向外側に存在する。従って、上記斜板27Aは、上記駆動軸13に対するスリーブ51の摺動により、確実に揺動する。

【0034】本実施例の場合には、上記ピン57、58の外周面は、上記リンク腕56の揺動に伴って相手面と摺動するが、この摺動部は円筒面同士の面接触になる為、摺動部の面圧は小さい。従って、前述した従来構造に比べて、摺動に伴う摩耗は少なくて済み。又、ピン57、58と相手面との隙間を大きくしなくても、リンク腕56の揺動を円滑にできる。従って、コンプレッサの運転時に金属同士の衝突に基づく異音が発生する事がな

くなる。

【0035】更に、図示の実施例の場合には、冷房負荷に応じてコンプレッサの容量を変えるべく、クランク室18内の圧力を調節する為、このクランク室18と高圧室11との連通状態を制御する様にしている。この為ヘッドケース8内に、低圧室10内の圧力に応じて上記クランク室18と高圧室11との連通状態を制御する、圧力調整手段である圧力調整弁59を設けている。又、上記クランク室18と低圧室10との間には、図示しない絞り流路を設けて、クランク室18内の圧力を徐々に低

圧室10に逃がす様にしている。但し、上記圧力調整弁59が開放した状態では、上記高圧室11からクランク室18内に送り込まれる冷媒蒸気の量が、上記絞り流路を通じて排出される冷媒蒸気の量を上回り、上記クランク室18内の圧力が上昇する様にしている。

【0036】上記圧力調整弁59は、ダイヤフラム式のアクチュエータ60と、このアクチュエータ60により開閉される開閉弁61とを備える。上記アクチュエータ60を構成するケース62の内部は、ダイヤフラム63により大気圧室64と圧力導入室65とに分割してい

る。そして、この圧力導入室65と上記低圧室10の一部10aとを連通させて、この圧力導入室65内の圧力を低圧室10内の圧力と等しくしている。又、上記ダイヤフラム63の中央部にはブッシュプレート66を設けると共に、上記大気圧室64内に設けた圧縮ばね67によってこのブッシュプレート66を、上記圧力導入室65に向け弾性的に押圧している。従ってこのブッシュプレート66は、上記低圧室10内の圧力が高い場合には、上記圧縮ばね67の弾力に抗して上記大気圧室64側に変位し、反対に上記低圧室10内の圧力が低い場合には、上記圧縮ばね67の弾力に基づいて上記圧力導入室65側に変位する。

【0037】一方、上記開閉弁61は、弁座68と、この弁座68に対向したボール69と、このボール69を弁座68に向けて弾性的に押圧する圧縮ばね70とを備える。この圧縮ばね70の弾力は、上記圧縮ばね67の弾力に比べれば遥かに弱い。そしてこの開閉弁61は、上記ボール69が弁座68から離隔した状態では、前記高圧室11と、上記クランク室18に通じる圧力導入孔71とを連通させ、上記ボール69が弁座68に当接した状態では、これら高圧室11と圧力導入孔71との連通を断つ。

【0038】上述の様な開閉弁61を前述の様なアクチュエータ60により開閉すべく、上記ブッシュプレート66の中央部には、ブッシュロッド72の基端部(図1の下端部)を連結固定している。そして、このブッシュロッド72の先端部(図1の上端面)を、上記ボール69に対向させている。このブッシュロッド72は、上記圧力導入室65内の圧力が高く、上記ブッシュプレート66が上記大気圧室64側に変位し切った状態では、上

記ボール69を押さず、このボール69は、圧縮ばね70の弾力に基づいて、上記弁座68に当接した状態となる。これに対して、上記低圧室10内の圧力が低い場合に上記ブッシュロッド72は、圧縮ばね67の弾力に基づくブッシュプレート66の変位により上記ボール69を押して、このボール69を弁座68から離隔させる。

【0039】冷房負荷が大きく、コンプレッサで多量の冷媒蒸気を圧縮する必要がある場合には、上記低圧室10に送り込まれる冷媒の圧力が高くなる為、この低圧室10と通じる圧力導入室65内の圧力も高くなる。この状態では、上記ブッシュロッド72がボール69を押さない。この結果、前記クランク室18に高圧室11内の冷媒蒸気が送り込まれなくなって、上記クランク室18内の圧力が低くなる。この状態では、前述した従来構造の場合と同様の理由で、駆動軸13の直交面に対する前記斜板27Aの傾斜角度 θ が大きくなり、ピストン16aのストロークが長くなって、コンプレッサの容量が増大する。

【0040】反対に、冷房負荷が小さく、上記コンプレッサ1で多量の冷媒蒸気を圧縮する必要がない場合には、上記低圧室10に送り込まれる冷媒の圧力が低くなる為、この低圧室10と通じる圧力導入室65内の圧力も低くなる。この状態では、上記ブッシュロッド72がボール69を押す。この結果、前記クランク室18に高圧室11内の冷媒蒸気が送り込まれて、上記クランク室18内の圧力が高くなる。そして、前記斜板27Aの傾斜角度 θ が小さくなり、ピストン16aのストロークが短くなって、コンプレッサの容量が減少する。尚、前記支持板48とピストン16aの後背面との間の空間は、前記通気孔50によりクランク室18に通じているので、上記ピストン16aの後背面にはクランク室18内の圧力が作用し、上記斜板27Aの傾斜角度調節に寄与する。

【0041】図示の実施例の場合には、コンプレッサの容量を変えるべく、クランク室18内に高圧室11内の圧力を導入する為、前述した従来構造の場合に比べて、容量変更を迅速且つ確実に行なえる。即ち、前述した従来構造の場合には、流量の安定しないブローバイガスによりクランク室18内の圧力を上昇させる為、コンプレッサの容量を減少させるべくクランク室18内の圧力を上昇させる為に要する時間が長く、しかも不安定になる。これに対して、高圧室11内の圧力をクランク室18内に導入する図示の実施例の場合には、クランク室18内の圧力を上昇させる為に要する時間が短く、しかも安定する。この為、次述する様に急加速時等に急に容量を減少させる場合の応答性が向上する。

【0042】尚、図示は省略したが、上記アクチュエータ60と直列に、ソレノイド等の電動式の補助アクチュエータを設け、上記圧力導入室65内の圧力と関係なく、上記ブッシュプレート66を変位させる事もでき

る。例えば、急加速時、登坂時等、冷房負荷に拘らずコンプレッサの容量を減少させ、このコンプレッサを駆動するエンジンの負担を軽減する事が一部で行なわれている。この様な場合には、例えばアクセル開度が大きい場合に上記補助アクチュエータにより、上記プッシュプレート66を圧力導入室65に向けて押す。

【0043】又、図示の実施例の場合に前記各シリンダ14の中心軸は、上記駆動軸13と平行に形成されているが、略平行であれば、必ずしも厳密に平行である必要はない。駆動軸13の回転に伴ってピストン16aが、シリンダ14内で円滑に往復移動できさえすれば、各シリンダ14の中心軸が上記駆動軸13に対して多少傾斜する事は差し支えない。

【0044】更に、上記1対のスライディングシュー17、17に関しても、必ずしも同大のものを必要とする必要はない。例えば、圧縮空間寄り（図1の右寄り）のスライディングシュー17は、この圧縮空間内の圧力に基づいて上記ピストン16に加わるスラスト荷重を支承する必要上、或る程度の大きさを確保する必要がある。これに対して、端板9寄り（図1の左寄り）のスライディングシュー17に加わる荷重は小さい。即ち、この端板9寄りのスライディングシュー17には、ピストン16aを図1の左方に変位させ、前記低圧室10から上記圧縮空間内に冷媒蒸気を吸引する際に、斜板27Aから連結腕部34に力を伝達する事に伴うスラスト荷重が加わる程度である。このスラスト荷重は、上記圧力に基づいて圧縮空間寄りのスライディングシュー17に加わるスラスト荷重に比べれば遥かに小さい。従って、耐荷重性の面からは、上記端板9寄りのスライディングシュー17を上記圧縮空間寄りのスライディングシュー17に比べて小さくする事が可能である。

【0045】そこで、上記連結腕部34に形成した抱持部33と斜板27Aとの少なくとも一方の形状を工夫し、これら抱持部33と斜板27Aとの干渉を防止すれば、上記端板9寄りのスライディングシュー17を上記圧縮空間寄りのスライディングシュー17に比べて小さくできる。この為に例えば、上記抱持部33を構成する1対の抱持腕49a、49bのうち、上記端板9寄りの抱持腕49bを小さくする。又、必要に応じて、図1の鎖線αよりも先端寄り（図1の下端寄り）部分を省略しても良い。更に、上記斜板27Aの片側面（図1の左側面）で上記抱持腕49bの先端部と干渉する可能性のある部分に凹部を形成する事で、上記抱持部33と斜板27Aとの干渉を防止する事もできる。勿論、これらを組み合わせる事で干渉防止を図っても良い。

【0046】この様に、上記端板9寄りのスライディングシュー17を上記圧縮空間寄りのスライディングシュー17に比べて小さくすれば、斜板式コンプレッサの小型軽量化を図れる。即ち、上記端板9寄りのスライディングシュー17を小さくする分だけ、上記抱持腕49b

を含む抱持部33の軸方向寸法を小さくできる。抱持部33の軸方向寸法を小さくすれば、その分ピストン16aと共に往復移動する部分の小型軽量化を図れる。運転時に高速で往復移動するピストン16aの小型軽量化は非常に重要で、少しでも軽くなれば、その分コンプレッサの高速運転が可能になって、より高性能の斜板式コンプレッサ（可変容量型に限らず）を実現できる。更に、上記軸方向寸法の短縮は、前記クランク室18の軸方向寸法、延てはケーシング6全体の軸方向寸法の短縮に結び付き、斜板式コンプレッサの小型軽量化を図れる。

【0047】次に、図2は本発明の第二実施例を示している。上述した第一実施例は、シリンダ14の内側でピストン16aが回転する事を防止する為の回り止め部分以外の構造に就いても、前述の図4～5に示した従来構造と種々異ならせていた。これに対して本実施例の場合には、回り止め部分及び圧力圧力調整弁59aを従来構造と異ならせた以外は、この従来構造とほぼ同様に構成している。尚、圧力調整弁59aは、上述した第一実施例に組み込んだ圧力調整弁59と同様に、低圧室10内の圧力に応じて高圧室11とクランク室18との連通状態を切り換え、このクランク室18内の圧力を調節する。尚、上記回り止め部分の構造及び作用に就いては上述した第一実施例と同様であり、回り止め部分及び圧力調整弁以外の部分の構造及び作用に就いては、前述した従来構造と同様である。就いては、同等部分には同一符号を付して重複する説明を省略する。

【0048】尚、本発明は、図示の様な可変容量型の斜板式コンプレッサに限らず、固定容量型の斜板式コンプレッサにも適用できる。即ち、駆動軸の中間部外周面に斜板を固定した固定容量型の斜板式コンプレッサの場合でも、シリンダ内でのピストンの回転防止を図る必要がある。そこで、この様な固定容量型の斜板式コンプレッサに本発明を適用する事で、ピストンの回転防止を図る事も可能である。

【0049】

【発明の効果】本発明の斜板式可変容量型コンプレッサは、以上に述べた通り構成され作用するので、次の(1)(2)の様な効果を得られる。

(1) 構成部材の加工が容易で、斜板式コンプレッサのコスト低減を図れる。

(2) ピストンに傾斜方向のモーメントが加わっても、このピストンが無視できない程傾斜したり、或は回り止め部分の摩擦面が狭くなる事がない。この為、振動や騒音、更には著しい摩耗の発生を防止して、運転音が低く、しかも優れた耐久性を有する斜板式コンプレッサを得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第一実施例を、吐出量を最大とした状態で示す断面図。

【図2】同第二実施例を示す、図1と同様の図。

【図3】自動車用空気調和装置を構成する蒸気圧縮式冷凍機の回路図。

【図4】従来の可変容量型コンプレッサを、吐出量を最大とした状態で示す断面図。

【図5】同じく吐出量を最小とした状態で示す断面図。

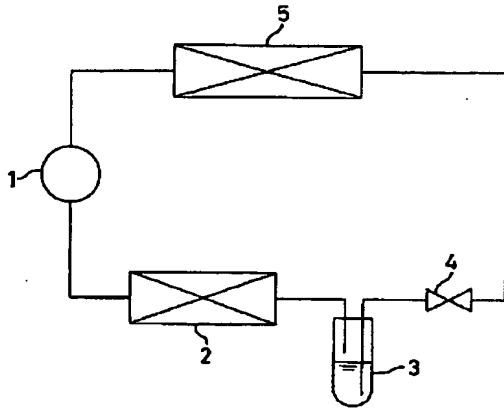
【符号の説明】

- 1 コンプレッサ
- 2 コンデンサ
- 3 リキッドタンク
- 4 膨張弁
- 5 エバポレータ
- 6 ケーシング
- 7 ケーシング本体
- 8 ヘッドケース
- 9 端板
- 10 低圧室
- 10a 一部
- 11 高圧室
- 12a 吸入ポート
- 12b 吐出ポート
- 13 駆動軸
- 14 シリンダ
- 15 隔壁板
- 16、16a ピストン
- 17 スライディングシュー
- 18 クランク室
- 19 スリーブ
- 19a 外径面
- 20、20a 支持ブラケット
- 21 圧縮ばね
- 22a、22b ラジアルニードル軸受
- 23a、23b スラストころ軸受
- 24 調整ナット
- 25 段部
- 26 中心孔
- 27、27A 斜板
- 27a 内径面
- 28 ストップリング
- 29 駆動腕
- 30 傾斜長孔
- 31 被駆動腕

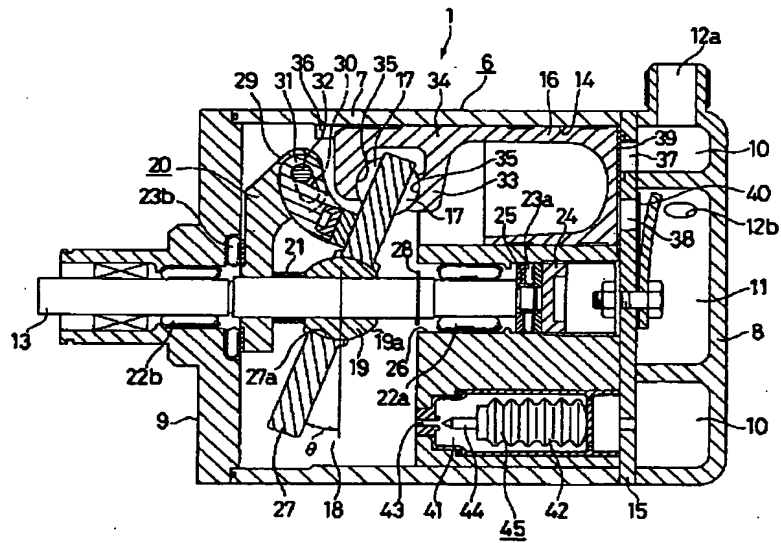
- 32 ガイドピン
- 33 抱持部
- 34 連結腕部
- 35 球状凹面
- 36 ガイド面
- 37 吸入口
- 38 吐出口
- 39 吸入弁
- 40 吐出弁
- 10 41 圧力調整通路
- 42 ベローズ
- 43 流通孔
- 44 ニードル
- 45 圧力調整弁
- 46 ピストンロッド
- 47 通孔
- 48 支持板
- 49a、49b 抱持腕
- 50 通気孔
- 20 51 スリーブ
- 52 支持筒
- 53 鋳部
- 54 ピン
- 55 被駆動腕
- 56 リンク腕
- 57、58 ピン
- 59、59a 圧力調整弁
- 60 アクチュエータ
- 61 開閉弁
- 30 62 ケース
- 63 ダイヤフラム
- 64 大気圧室
- 65 圧力導入室
- 66 プッシュプレート
- 67 圧縮ばね
- 68 弁座
- 69 ボール
- 70 圧縮ばね
- 71 圧力導入孔
- 40 72 プッシュロッド

Figure 1 is a detailed cross-sectional view of a mechanical assembly, likely a pump or engine component. The diagram shows a central shaft (13) with a crank (18) and a piston rod (14). The piston (15a) is connected to the crank via a connecting rod (16). The assembly is housed within a cylinder (12a) with a piston ring (15b). Various other components are labeled with numbers and names in Japanese, including a support plate (20a), a bearing (21), a seal (22a), and a valve mechanism (23a, 23b). The diagram is a technical drawing with hatching to indicate different materials and cross-sections.

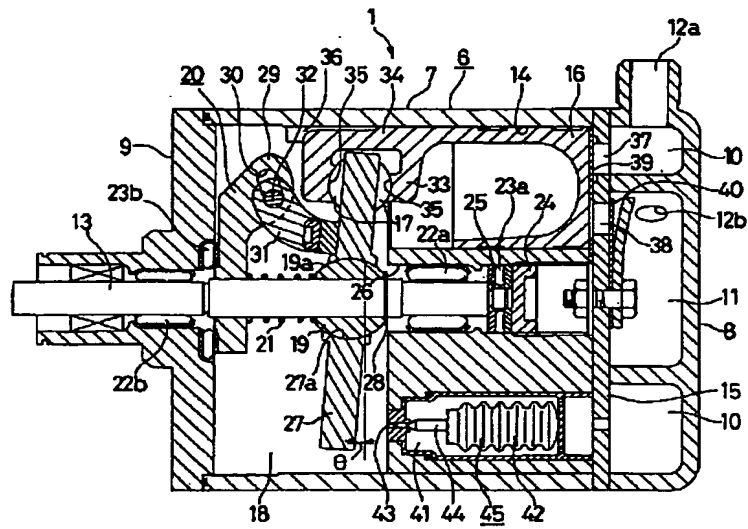
【図3】



【図4】



【図5】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.